

PAT-NO: JP405248371A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 05248371 A

TITLE: **SCROLL FLUID MACHINE** AND **SCROLL COMPRESSOR**

PUBN-DATE: September 24, 1993

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

TAKIMOTO, SUNAO

SUGITA, TATSUYA

HAGIWARA, SHOJI

SUGAWA, MASAOKI

MATSUKI, TETSUZO

ISHII, MINORU

OIDE, MASAHIKO

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

MITSUBISHI ELECTRIC CORP

COUNTRY

N/A

APPL-NO: JP04145248

APPL-DATE: June 5, 1992

INT-CL (IPC): F04C018/02, F01C001/02

US-CL-CURRENT: 418/55.5, 418/57

ABSTRACT:

PURPOSE: To provide a relief function to a **scroll compressor** so as to enhance the reliability by providing two specific places of different angles to a **slider** pin provided on a drive shaft, the compressor having between the drive shaft and an oscillating scroll a **slider** which is radially movable relative to the driving shaft.

CONSTITUTION: A **scroll compressor having a slider** 31 interposed between a driving shaft having a **slider** pin 122 deviated from the center of its axis by a radius of oscillation in order to oscillate an oscillating scroll 11, and the oscillating scroll 11, the **slider** 31 being radially movable relative to the driving shaft. A **slider** driving **surface** 50-51 having a **slider** angle such that

a force to press against a wall surface does not become negative and a slider driving surface 51-52 having a slider angle such that the force to press against the wall surface becomes negative are formed in the respective portions of the slider pin 122, and a spring 54 is interposed between the slider 31 and the slider pin 122. The position of the slider 31 is changed so that in normal operation it is operated with a slider angle such that the force to press against the wall surface becomes positive, whereas when a fluid is compressed it is operated with a slider angle such that the force becomes negative.

COPYRIGHT: (C)1993,JPO&Japio

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平5-248371

(43)公開日 平成5年(1993)9月24日

(51)Int.Cl. <sup>5</sup>	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
F 0 4 C 18/02	3 1 1 P	8311-3H		
	M	8311-3H		
F 0 1 C 1/02	A	7367-3G		

審査請求 未請求 請求項の数 2 (全 10 頁)

(21)出願番号 特願平4-145248

(22)出願日 平成4年(1992)6月5日

(31)優先権主張番号 特願平4-2991

(32)優先日 平4(1992)1月10日

(33)優先権主張国 日本 (J P)

(71)出願人 000006013

三菱電機株式会社

東京都千代田区丸の内二丁目2番3号

(72)発明者 滝本 直

静岡市小鹿三丁目18番1号 三菱電機株式  
会社静岡製作所内

(72)発明者 杉田 達也

静岡市小鹿三丁目18番1号 三菱電機株式  
会社静岡製作所内

(72)発明者 萩原 正二

静岡市小鹿三丁目18番1号 三菱電機株式  
会社静岡製作所内

(74)代理人 弁理士 高田 守

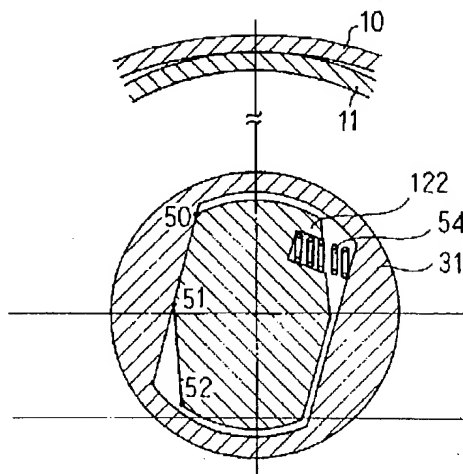
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 スクロール流体機械及びスクロール圧縮機

(57)【要約】

【構成】 駆動軸12に設けたスライダーピンに、壁面押しつけ力が正になるスライダー角度を有するスライダー駆動面と、壁面押しつけ力が負になるスライダー角度を有するスライダー駆動面の角度の異なる2平面を設け、圧縮機の圧力条件や回転数によって、上記2平面間でスライダー31が姿勢変化するように構成した。

【効果】 通常運転時は、壁面押しつけ力が正になる駆動面で運転される為、径方向シールが確実になされ、液圧縮時等圧縮室内圧力が過大になったときは壁面押しつけ力が負になる駆動面で運転されるので、リリースする。



10 : 固定スクロール  
11 : 揺動スクロール  
31 : スライダー  
54 : バネ  
122 : 駆動突起

## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 渦巻壁を備えた固定スクロールと、台板の片方の面に前記固定スクロールと組み合わされる渦巻壁を備えた揺動スクロールと、この揺動スクロールの自転を防止する自転防止機構と、駆動源により回転させられ、かつ前記揺動スクロールを揺動させるため揺動半径だけ軸中心偏心させたスライダーピンを有する駆動軸と、この駆動軸と前記揺動スクロールの間に介し前記駆動軸に対して径方向に移動可能な駆動面を有し、前記揺動スクロールとの間に軸受部分を構成するスライダーとを備えたスクロール圧縮機において、前記駆動軸に設けた前記スライダーピンに通常運転可能なスライダー角度を有する第1のスライダー駆動面とリリース可能なスライダー角度を有する第2のスライダー駆動面の角度の異なる2平面を設け、かつ前記第1のスライダー駆動面を通常運転可能なスライダー角度を有するスライダー駆動面に押しつけるように作用するバネを挿入するとともに、前記2平面から構成される前記第1、第2のスライダー駆動面の交点の位置を通常運転時には、前記スライダーが通常運転可能なスライダー角を有する前記第1のスライダー駆動面に押しつけられる方向にモーメントが働き、かつ液圧縮時等で圧縮室内圧力が過大になった時には、リリース可能なスライダー角を有する前記第2のスライダー駆動面に押しつけられる方向にモーメントが働く位置に設定したことを特徴とするスクロール流体機械。

【請求項2】 固定スクロールと、この固定スクロールに偏心して組み合わされた揺動スクロールと、この揺動スクロールの軸線方向に延在し、前記揺動スクロールと連結されたクランク軸と、前記揺動スクロールの該クランク軸側背面に設けられた嵌合孔に挿入された揺動軸とを備えたスクロール圧縮機において、前記揺動軸は、前記揺動スクロール偏心方向の作用力線に対し、前記クランク軸の反回転方向に傾斜した径方向と、この径方向と直角方向の両方向に変位可能に構成されたことを特徴とするスクロール圧縮機。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【産業上の利用分野】 この発明は、空気調和機等に適するスクロール流体機械に関するものである。

## 【0002】

【従来の技術】 図12は、従来のスクロール流体機械で圧縮機として用いたものを示す断面図である。図において、10は固定スクロール、11は背面に揺動軸112を持つ揺動スクロール、12は揺動軸112を揺動軸受穴121を嵌入させバランスウェイト122と一体となった駆動軸、13は電動機ローター、15と16は軸受支え、17はシェル、18は吸入管、19は吐出管、20は吐出マフラー、21は逆止弁、22は揺動スクロール11の自転を防止し固定スクロール10と揺動スク

ール11の角度位置を保つオルダムリング、23は揺動軸112を支持する揺動軸受、24は駆動軸12と軸受支え16との摩擦を減ずるための主軸受、25は駆動軸12の電動機側を支持する副軸受、26は圧縮室内圧と揺動スクロール11の自重を受ける環状のスラスト軸受、27はスクロールの渦巻壁端面のチップシール溝に嵌入されたチップシール、28はフォーミング防止板、29はローター13の下部にとり付けられたバランサー、30は駆動軸12下部にとり付けられた油ポンプで、以上が主な構成要素である。

【0003】次に図12に示されたスクロール圧縮機全体としての動作を説明する。ステーター14に通電されるとローター13はトルクを発生して、駆動軸12と共に回転する。揺動軸受121に嵌入された揺動軸受23を介して揺動軸112に回転力が伝えられ、揺動スクロール11はオルダムリング22にガイドされて自転することなく揺動運動を行い、圧縮作用が行われる。渦巻壁の先端無においては、チップシール27が軸方向すきまを密封することにより高圧の圧縮室から低圧の圧縮室へのガスの径方向漏れを防止する。吸入管18からシェル17内に流入したガスは、電動機のローター13、ステーター14等を冷却してから圧縮室にとり込まれ圧縮された後、吐出口101を経て吐出管19より排出される。以上が揺動型スクロール圧縮機の一般的な動作である。

【0004】このような容積形の流体機械においては、圧縮室と外部との間のすき間を密封して漏れを減らすことが、効率向上の点で肝要である。スクロール流体機械には、径方向漏れを生ずる軸方向すき間と周方向漏れを生ずる径方向すき間の二種類のすき間があるが、軸方向すき間については、前述のようにチップシールを用いて密封するのが常套的であり、また効果的でもある。渦巻壁側面の径方向すき間については、これを非接触極小に保つか、渦巻壁側面同士を適度な押付け力で押付けてやるが必要で、過去にも様々な機構が提案されている。

【0005】図13と図14は、例えば特開昭59-120794号公報に示されたような、揺動スクロールに作用する遠心力を利用して渦巻壁側面を押付けることにより径方向すき間を密封する、所謂スライダー機構の典型的な例である。図において、揺動スクロール11の揺動軸部分112はスライダー31に嵌入されており、揺動スクロール11が偏心揺動運動することにより発生する遠心力Fを受て、スライダー31が駆動軸の平行溝内で揺動半径が増大する方向にスライドすることにより、揺動スクロールの渦巻壁側面が固定スクロールの渦巻壁側面に押し付けられる。

【0006】図13、図14の例は、駆動軸に平行溝を形成し方形のスライダーを嵌入する所謂オス型のスライダー機構であるが、図15、図16に示すようにメス・

オスを逆にしたメス型のスライダ機構でも基本的な機能は同様である。

【0007】ここで、スライダの動作に係わる力の釣り合いを考える。スライダが機能して渦巻壁面が接触した状態での力の関係は、図17に示すようになる。図において、 $O_0$  は駆動軸中心、 $O_2$  は揺動スクロール及びスライダの中心、 $O_0$  及び $O_2$  間の距離 $R_r$  が揺動半径、 $\phi$ はスライダ角、である。揺動スクロールには、圧縮機室内のガス圧による接線方向の力 $F_{gt}$ と半径方向の力 $F_{gr}$ 、遠心力 $F_c$ 、渦巻壁側面の反力 $F_r$ と $\mu_r F_r$ が作用し、スライダにスライド面での反力として $F_n$ と $\mu_n F_n$ が作用する。スライド面に沿ってスライダに作用する力 $F_{ss}$ は、

$$F_{ss} = (F_c - F_{gr} - F_r) \cdot \cos \phi - (F_{gt} + \mu_r F_r) \cdot \sin \phi - \mu_n F_n \quad (1)$$

スライダ直角方向の力の釣り合いから

$$(F_c - F_{gr} - F_r) \cdot \sin \phi + (F_{gt} + \mu_r F_r) \cdot \cos \phi = F_n \quad (2)$$

スライダ方向の釣り合いから

$$F_{ss} = 0 \quad (3)$$

なので、(1)～(3)式から $F_{ss}$ 、 $F_n$ を消去して、

$$F_r = \{ (F_c - F_{gr}) (\cos \phi - \mu_n \sin \phi) - F_{gt} (\sin \phi + \mu_n \cos \phi) \} / \{ (1 + \mu_n \mu_r) \cos \phi - (\mu_n - \mu_r) \sin \phi \} \quad (4)$$

【0008】図18は、例えば特開昭62-282186号公報に示された渦巻壁面間の半径方向最近接部分が接触しないような関係寸法にしつつ、かつ揺動軸受を有するスライダを、揺動半径方向に押しつける弾性体を挿入することで通常運転範囲内で、両渦巻間隙間を最小限に設定するものである。図において、201は主軸200に設けられ溝の側面が主軸200の軸線に平行で又溝の中心線が主軸200の軸線を通るように形成した偏心駆動軸受である。202は揺動スクロールの駆動軸203と回転可能に嵌合した偏心軸受で、偏心軸受202は偏心軸受溝201内でその長手方向には滑動可能に、かつ回転しないように偏心軸受溝201に嵌合している。204は偏心駆動軸受溝201に入れられ、偏心軸受202を偏心駆動軸受溝201の外方の壁面に押しつけるコイルバネである。そして偏心軸受202が偏心駆動軸受溝201の外方に壁面に押しつけられた状態において両スクロールの半径方向の最近接部には微少な隙間が存在するように偏心駆動軸受溝201の長手方向寸法、及び偏心軸受202の寸法が設定してある。

【0009】この場合、通常運転範囲内で偏心軸受202を偏心駆動軸受溝201の外方の壁面に押しつけ、かつ液圧縮時等の異常高圧発生時にその壁面押しつけ力が0になるようにバネ荷重を設定する。この時必要なバネ荷重は、ガス圧縮力 $F_{gt}$ 、 $F_{gr}$ により決まり、 $F_{gt}$ 、 $F_{gr}$ が大きい程バネ荷重も大きくなる。従って圧縮機の押

しのけ量が大きくなる程必要なバネ荷重も大きくなる。

【0010】また他の従来のスクロール圧縮機が特開昭3-233178号公報に開示されたものが提案されている。

【0011】

【発明が解決しようとする課題】以上に述べたように従来のスクロール流体機械では、スライダ角 $\phi$ が一定のため、壁面押しつけ力 $F_r$ は接線方向ガス荷重 $F_{gr}$ 、半径方向ガス荷重 $F_{gt}$ 、遠心力 $F_c$ に依存することになる。接線方向ガス荷重 $F_{gr}$ 、半径方向ガス荷重 $F_{gt}$ は、圧力条件によって決定されるので圧力条件や可変速運転した場合の遠心力 $F_c$ の大小によって壁面押しつけ力 $F_r$ が負になることがある。このため運転範囲の回転数で壁面押しつけ力 $F_r$ が負にならないようにスライダ角 $\phi$ を設定するか、壁面押しつけ力を付加する必要があった。又 $\phi$ を大きくすると接触方向ガス荷重 $F_{gt}$ が壁面に押しつけ力 $F_r$ に寄与する度合いが増すので、壁面摩擦損失が増加し、性能低下をまねていた。

【0012】又、寝込み起動時や、液バック運転時は、作動冷媒が、ガスではなく液の状態で圧縮室に吸い込まれるため、液圧縮を起こし、 $F_{gt}$ が過大になるので壁面押しつけ力 $F_r$ が過大になり、起動不良や渦巻の破損を引き起こすことがあった。スライダ角度 $\phi$ を小さく設定すれば、接線方向ガス荷重 $F_{gt}$ の作用で壁面押しつけ力 $F_r$ が負になるので、液圧縮時等で圧力室内圧力が過大（すなわち $F_{gt}$ が過大）になったときスライダは駆動軸の平行溝内で揺動半径が減少する方向にスライドするため揺動スクロールと固定スクロールの渦巻壁側面に隙間ができるので圧縮室内圧力を減圧することができ

る。しかし、スライダ角 $\phi$ を小さくすれば前述のように通常運転時でも壁面押しつけ力 $F_r$ が負になり、運転範囲が極端に制限されることが多かった。又通常運転範囲内で壁面押しつけ力 $F_r$ が正になるように、壁面押しつけ方向に荷重を付加する手法があるが、PAC用の中容量、大容量形圧縮機では必要な付加荷重が大きくなるため、バネ等では対応が難しかった。

【0013】また他の従来のスクロール圧縮機は、通常運転時は、渦巻側面押付力が増加し、渦巻側面の隙がなく良好な圧縮作用が行われるが、圧縮機起動時又は圧縮機の過渡的な液冷媒圧縮時には押付力が増加した分渦巻部に余分な力が加わり、最悪の場合には渦巻体が破損し圧縮機が運転不可能になってしまうという問題点があった。

【0014】この発明は、上記のような問題点を解消するためになされたもので、通常運転時は、壁面押しつけ力が正となり径方向隙間のシールを確実にに行い、かつ液圧縮時等で圧縮室内圧力が過大になった時のみ壁面押しつけ力が負になり径方向隙間が開くことにより圧縮室内圧力を減圧させるような、リリース機構を有するスクロール圧縮機を得ることを目的とする。

【0015】また、この発明は、通常運転時に、渦巻体側面の隙をなくし、良好な圧縮作用が可能になり、しかも、圧縮機の起動時又は過渡的な液冷媒圧縮機には、渦巻体側面が容易に隙を保ち、渦巻体に過大な負荷がかかることを防止することができ、その結果、性能、信頼の両面で、良好なスクロール圧縮機を得ることを目的とする。

#### 【0016】

【課題を解決するための手段】請求項1のスクロール流体機械は、駆動軸のスライダ駆動面を通常運転時壁面押しつけ力が正になるようなスライダ角を有する駆動面と壁面押しつけ力が負となるようなスライダ角を有する駆動面の2つの平面から構成され圧縮室内圧力や回転数によって上記2平面間でスライダが姿勢変化するものである。

【0017】請求項2のスクロール圧縮機は、揺動スクロール台板背面の軸又は軸受を、クランク軸の径方向及び、径方向と直角方向の両方向に変位可能に構成し、しかもこの径方向は、揺動スクロール偏心方向の作用が線に対し、クランク軸の反回転方向に傾斜して設けたものである。

#### 【0018】

【作用】請求項1のスクロール流体機械は、スライダ機構が、通常運転範囲では、スライダが揺動半径の増加する方向にスライドするスライダ角を有するスライダ駆動面上をスライドするため、揺動スクロールの渦巻壁側面が固定スクロールの渦巻壁側面に押しつけられるので径方向シールが確実になされ、又液圧縮時等で圧縮室内圧力が過大となった時は、スライダが揺動半径の減少する方向にスライドするようなスライダ角を有するスライダ駆動面上をスライドするため、揺動、固定スクロールの渦巻間隙が開く方向に移動し、リリースする。

【0019】請求項2のスクロール圧縮機は、揺動軸又は揺動軸受が、クランク軸の径方向及び径方向と直角方向に変位可能にしたために、圧縮機の起動時又は過渡的な液冷媒圧縮時には、揺動スクロールの変位が容易になり、渦巻体側面隙を容易に確保することにより、渦巻体破損などの恐れのない信頼性の高い、しかも性能の良好な圧縮機を得ることが可能となる。

#### 【0020】

##### 【実施例】

実施例1. 図1は、本発明の実施例1のスライダ機構を示す平面図である。図においてスライダ駆動面50～51は、通常運転時に壁面押しつけ力 $F_r$ が負にならないようなスライダ角 $\phi_1$ を有するスライダ駆動面であり、又51～52は、壁面押しつけ力 $F_r$ が負になるようなスライダ角 $\phi_2$ を有するスライダ駆動面である。また54はスライダ駆動面と反対側の面を押すバネであり、 $F_s$ はバネ54がスライダ31を押すバ

ネ荷重である。

【0021】スライダ31及び揺動スクロール11に作用する力は、図2、図4のようになる。スライダ31がスライダ駆動面50～51に接地している時（通常運転時）、バネ力 $F_s$ が入ったときの揺動半径方向の力の釣り合いは（図2）、

$$(F_c - F_{gt} - F_r) + F_n \sin \phi_1 \pm \mu_n F_n \cos \phi_1 - F_s \sin \phi_1 = 0 \quad (5)$$

同様に揺動半径と直角方向の力の釣り合いは、

$$(F_{gt} + \mu_r F_r) - F_n \cos \phi_1 \pm \mu_n F_n \sin \phi_1 + F_s \cos \phi_1 = 0 \quad (6)$$

(5)式の $\pm \mu_n F_n \cos \phi_1$ 、及び(6)式の $\pm \mu_n F_n \sin \phi_1$ は、スライダ31が揺動半径の増加方向に移動する場合は負、揺動半径の減少する方向に移動する場合は正の符号をとる。(6)式より通常運転時、スライダ31のスライダ駆動面反力 $F_n$ は、 $F_n = (F_{gt} + \mu_r F_r + F_s \cos \phi_1) / (\cos \phi_1 \pm \mu_n \sin \phi_1)$  (7)

で表される。又、スライダ中心 $O'$ まわりのモーメントの釣り合いは、

$$F_n \cdot C \pm \mu_n F_n \cdot m - F_s \cdot b = 0 \quad (8)$$

ここで $c$ 、 $m$ 、 $b$ は、スライダ中心 $O'$ からスライダ駆動面反力 $F_n$ 、 $\mu F_n$ 、バネ荷重 $F_s$ の作用線までの距離である。(8)式より

$$c = F_s \cdot b / F_n \pm \mu_n \cdot m \quad (9)$$

このスライダ中心 $O'$ からスライダ駆動面反力の作用線までの距離 $c$ と接線方向ガス荷重 $F_{gt}$ との関係を図示すると図3のようになり、 $F_{gt}$ が大きくなるにつれて距離 $c$ は短くなる。

【0022】ここで通常運転可能な接線方向ガス荷重の最大値を $F_{gtmax}$ 、その時のスライダ駆動面反力を $F_{nmax}$ とし、又、 $a$ をスライダ中心からスライダ駆動面50～51の延長線におろした垂線とその延長線の交点から2つのスライダ駆動面の交点51までの距離とすると、

$$a = F_s \cdot b / F_{nmax} \pm \mu_n \cdot m \quad (10)$$

になるように $a$ を設定する。よって図3に示すように接線方向ガス荷重 $F_{gt}$ が通常運転可能な接線方向ガス荷重の最大値 $F_{gtmax}$ より、大きくなる( $F_{gt} > F_{gtmax}$ )

と、スライダ中心 $O'$ からスライダ駆動面反力 $F_n$ の作用線までの距離 $c$ が $a$ より小さくなるので、スライダ駆動面反力 $F_n$ は、スライダ駆動面50～51上に作用せず、スライダ駆動面50～51からスライダ駆動面51～52方向へ移動し、そのためスライダ31は、揺動半径を一定に保ったまま、点51を支点にして姿勢変化し、スライダ駆動面51～51に接地するように移動する。このスライダ駆動面51～52は、壁面押しつけ力 $F_r$ が負になるようなスライダ角 $\phi_2$ を有している為、スライダ31がスライダ駆動面51～52に接地すれば壁面押しつけ力 $F_r$ が負にな

り、リリースする。

【0023】従って通常運転時は、接線方向ガス荷重 $F_{gt}$ が通常運転可能な接線方向ガス荷重 $F_{gtmax}$ より小さい( $F_{gt} < F_{gtmax}$ )のでスライダ駆動面反力 $F_n$ は通常運転可能なスライダ角 $\phi_1$ を有するスライダ駆動面50~51上に作用するためスライダ31は、スライダ駆動面50~51に接地する。又、液圧縮時等で接線方向ガス荷重 $F_g$ が過大になり通常運転可能な接線方向ガス荷重 $F_{gtmax}$ より大きくなるとスライダ駆動面反力 $F_n$ の作用点がスライダ駆動面50~51上からスライダ駆動面51~52方向に移動するため、スライダが点aを支点にして姿勢変化し、壁面押しつけ力 $F_r$ が負になるスライダ角 $\phi_2$ を有するスライダ駆動面51~52に接地するため、スライダ31は、揺動半径が小さくなる方向にスライドし、リリースする。

【0024】スライダがスライダ駆動面51~52に、接地した時の遠心力、半径方向ガス荷重、接線方向ガス荷重、駆動面反力、バネ荷重を $F_c$ 、 $F_{gr}$ 、 $F_{gt}$ 、 $F_n$ 、 $F_s$ で表すと、スライダが、スライダ駆動面51~52に接地した時の揺動半径方向の力の釣り合いは(図4)、

$$(F_c - F_{gr}) - F_n \sin \phi_2$$

$$\pm \mu_n F_n \cos \phi_2$$

$$+ F_s \sin \phi_2 = 0 \quad (11)$$

又揺動半径と直角方向の力の釣り合いは、

$$F_{gt} - F_n \cos \phi_2 \pm \mu_n F_n \sin \phi_2$$

$$+ F_s \cos \phi_2 = 0 \quad (12)$$

(11)式の $\pm \mu_n F_n \cos \phi_2$ 、及び(12)式の $\mu_n F_n \sin \phi_2$ は、揺動半径増加時は負、減少時は正の符号になる。(12)式より、

$$F_n = (F_{gt} + F_s \cos \phi_2) /$$

$$(\cos \phi_2 \pm \mu_n \sin \phi_2) \quad (13)$$

又スライダ中心Oまわりのモーメントの釣り合いは、

$$F_n \cdot c \pm \mu_n F_n \cdot m - F_s \cdot b = 0$$

$$F_s = F_n (c \pm \mu_n m) / b \quad (14)$$

リリースした後通常運転に回復させる時の $F_n$ を $F_{nmin}$ と設定した時、スライダ駆動面51~52から50~51へ姿勢変化するための条件は、

$$F_s > F_{nmin} (c \pm \mu_n m) / b \quad (15)$$

で表される。従って必要なバネ荷重 $F_s$ は、距離bを大きく設定することにより小さくすることが可能になる。

【0025】尚、実際の各ガス荷重 $F_{gt}$ 、 $F_{gr}$ 及び壁面押しつけ力 $F_r$ 、その摩擦係数 $\mu_r$ 、 $F_r$ の作用位置は、揺動半径/2、及び基礎円半径分ずれているがその絶対量は小さいので、今回の計算ではスライダ中心Oまわりに作用すると仮定した。

【0026】実施例2。上記実施例1では、壁面押しつ

け力 $F_r$ が負にならないようなスライダ角 $\phi_1$ を有するスライダ駆動面と $F_r$ が負になるようなスライダ角 $\phi_2$ を有するスライダ駆動面の2面が互いに接するように構成しているが図5に示すように、その2面間を円弧で結ぶような構成にしても関係寸法が所定の条件を満たしていれば同様の機能を発揮する。

【0027】実施例3。以下、この発明の実施例3について説明する。図6は、この実施例3のスクロール圧縮機の縦断面図を示し、17は密閉容器(シェル)で、その底部には油50が貯留されている。13はクランク軸に連結されたロータで密閉容器17に固定されたステータ14とで電動要素を形成している。15は密閉容器17に固定されたフレーム(軸受支え)で、このフレーム15にはクランク軸を支える貫通孔52がある。10は固定スクロールで、台板10a及び渦巻体10bを有し、この渦巻体10bとかみあうように、揺動スクロール11には渦巻体11aと、固定スクロールの台板10aに対向する様に、台板11bを有し、これらの渦巻体10b、11aを台板10a、11bとで圧縮室53を形成する。揺動スクロール11の台板11bの背面には電動要素側に開口する嵌合孔54を有し、この嵌合孔54には内部に偏心孔55を有する揺動軸56が挿入されている。この揺動軸56の偏心孔55には、クランク軸の挿入端部60が入り、揺動軸及び揺動軸受として構成されている。また57は、バネで偏心孔内側面と、クランク軸の挿入端部との間に設置されている。

【0028】次にこの実施例3におけるスクロール圧縮機が回転した場合について説明する。以上の様に構成されたスクロール圧縮機においては、クランク軸12の回転によって揺動スクロール11が揺動(旋回)運動をする。このとき、フレーム15に設けられた吸入口(図示せず)から、冷媒を吸い込み、渦巻体10b、11aで構成された圧縮室53で冷媒ガスを圧縮する。その後、圧縮された冷媒ガスは、固定スクロールに設けられた吐出孔59から吐出し、密閉容器17に設けられた吐出管19を経て、密閉容器17の外へ流出する。

【0029】以上の様な動作をした際に揺動軸56、渦巻体10b、11aに作用する力について説明する。図7は図6のA-A線断面及び、B-B線断面で切断した際の揺動軸、渦巻体を同一平面に示した横断面である。同図において、 $F_c$ は揺動スクロールの旋回運動時に発生する遠心力、 $F_g$ はこの遠心力と直角な方向に作用する圧縮荷重、 $F_{gr}$ は遠心力と反対方向に作用するガス荷重、 $F_s$ はバネ57を介して、揺動軸56に発生する力、 $\mu_s$ は揺動軸56とバネ57に発生する摩擦係数、 $F_r$ 及び $\mu_r$ は各々、固定スクロール10を揺動スクロール11の渦巻体10b、11a間の偏心、反偏心方向接触力、摩擦係数、cは両渦巻体間の半径方向の隙、dは揺動軸の変位方向と偏心方向作用力線とのなす角(偏心方向作用線からクランク軸の反回転方向を正)を示

す。

【0030】図18及び図19はともに、図7の揺動軸56とクランク軸12の挿入端部60を拡大したものであり、図8は、圧縮機の定常運転時、作用する力を図9は、圧縮機起動時又は過渡的な液冷媒圧縮時に、一時的に、圧縮荷重が過大になった際、揺動軸が変位した場合に作用する力を示したものである。なお図8において $L_1$ 、 $L_2$ はそれぞれ揺動軸56内部の偏心孔55と、クランク軸12の挿入端部60との隙を示し、 $L_1$ は、クランク軸回転方向に対し $\alpha$ だけ傾斜した方向の隙、 $L_2$ はこの $L_1$ と直角方向に設けられた隙である。

【0031】この様に構成された揺動軸56は、定常運転時は、前述した様に、 $F_R > 0$ となる様に、 $\alpha$ を設定すれば、渦巻体間の隙 $c$ は、 $c < 0$ に保つことができる。一方、起動時又は、過渡的な液冷媒圧縮時には、図8に示す $F_g$ が過大となり、バネ57を押し付けて、図9の様な力関係になる。このとき、

$$(F_c - F_{gr} - F_R) \cos \alpha + (F_g + \mu_R F_R) \sin \alpha = \mu_s F_s \quad (5)$$

$$(F_c - F_{gr} - F_R) \sin \alpha + (F_g + \mu_R F_R) \cos \alpha < -F_s \quad (6)$$

ここで $\mu_s = \mu_R = 0$ 、 $F_{gr} = 0$ として揺動軸に作用する力を簡素化すると(7)式を得ることができる。

$$F_R = F_c + F_g \tan \alpha \quad (7)$$

図8と図9を比べた場合、 $\alpha$ の角度に注目すると、図8では、 $\alpha > 0$ に対し、図9では $\alpha < 0$ となっていることがわかる(クランク軸回転方向と反対方向を正とする)。

すなわち図8における $L_2$ が小さくなると、揺動軸36の中心は図9の矢印Bで示す揺動半径 $r$ の軌跡を保ちながら変位し、このとき $F_c$ に対する角度 $\alpha$ が、見かけ上小さくなっていくことになる。このことはすなわち(7)式において $\alpha \rightarrow$ 小、 $F_R \rightarrow$ 小を意味し、従って揺動軸56の角度 $\alpha$ が小さくなる程、渦巻体がはなれやすくなることを意味する。このことを図10で説明すると、同図において、横軸は揺動軸56と、遠心力とのスライド角度 $\alpha$ を示し、縦軸は、渦巻体にかかる力 $F_R$ を示したものである。スクロール圧縮機の通常運転時は、バネ力により、揺動軸56は一定の位置に保たれてAで回転が行われる。しかし、圧縮機の起動時又は液冷媒圧縮時、圧縮荷重が過大になった場合には、従来の圧縮機では、 $\alpha$ は減少せず一定のため、Bに達し、最悪の場合には、渦巻体が破損し圧縮機の運転が不可能になることがあった。この発明の場合には、揺動軸が図8の $L_2$ の範囲で変位するためAからCへと達し、渦巻体に働く力は軽減されていく。そして今度は、図8の $L_1$ の範囲で揺動軸が、径方向に変位しはじめるため、このとき渦巻体はそれぞれが離脱をはじめ、 $F_R = 0$ となる。その後、圧縮機が定常運転にもどると今度は遠心力及びバネ力で、再びAの点までもどり再び良好な圧縮作用を行うことができる様になる。

【0032】実施例4. 図11は、この発明の実施例4を示すものである。この図の場合は、揺動スクロール11の台板背面に、軸68が形成されており、クランク軸69の端面に、バネ57が設けられている構造である。この実施例4の場合においても、上記実施例3と同様の効果を得ることができる。

【0033】

【発明の効果】請求項1のスクロール流体機械は、通常運転時は壁面押しつけ力が常に正になるスライダ角度で運転され、かつ液圧縮時等で圧縮室内圧力が過大になった時は壁面押しつけ力が負になるスライダ角度で運転するようにスライダが姿勢変化する構成したので、通常運転時は径方向隙間のシールを確実にに行いかつ液圧縮時にはリリースするようなスライダ機構が得られる。

【0034】請求項2のスクロール圧縮機は、揺動スクロール台板背面の揺動軸をクランク軸の径方向及び径方向と直角方向の両方向に変位可能に構成したため、圧縮機の起動時又は、過渡的な液冷媒圧縮時には、揺動スクロールの変位が容易になり、その結果、渦巻体破損などの恐れのない、しかも信頼性の良好な圧縮機を得ることが可能となる。

【図面の簡単な説明】

【図1】この発明のスクロール流体機械の実施例1を示す平面図である。

【図2】この発明のスクロール流体機械の実施例1のスライダ機構に作用する力を示す説明図である。

【図3】この発明におけるスクロール流体機械の実施例1の接線方向ガス荷重とスライダ駆動面反力作用位置の関係を示す説明図である。

【図4】この発明のスクロール流体機械の実施例1のスライダ機構に作用する力を示す説明図である。

【図5】この発明のスクロール流体機械の実施例2のスライダ機構を示す平面図である。

【図6】この発明の実施例3によるスクロール圧縮機の断面図である。

【図7】図6におけるA-A線、B-B線断面の要部拡大図である。

【図8】この発明の実施例3によるスクロール圧縮機の揺動軸に作用する力を示す図である(定常運転時)。

【図9】この発明の実施例3によるスクロール圧縮機の揺動軸に作用する力を示す図である( $F_c$ が過大になったとき)。

【図10】この発明の実施例3におけるスクロール圧縮機のスライド角度と渦巻体にかかる力を示す図である。

【図11】この発明の実施例4によるスクロール圧縮機の部分図である。

【図12】従来のスクロール圧縮機の断面図である。

【図13】従来のスクロール圧縮機のスライド機構(オス型)を示す断面図である。



【図14】従来のスクロール圧縮機のスライダ機構（オス型）を示す平面図である。

【図15】従来のスクロール圧縮機のスライダ機構（メス型）を示す斜視図である。

【図16】従来のスクロール圧縮機のスライダ機構（メス型）を示す平面図である。

【図17】従来のスクロール圧縮機のスライダに作用する力を示す説明図である。

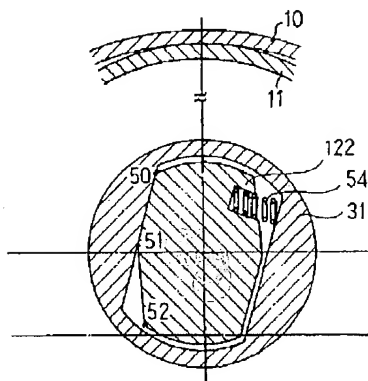
【図18】他の従来のスクロール圧縮機の断面図である。

# 【符号の説明】

- 10 固定スクロール
- 11 揺動スクロール
- 12 駆動軸
- 31 スライダー
- 55 偏心孔
- 56 揺動軸
- 57 バネ
- 60 クランク軸の挿入端部

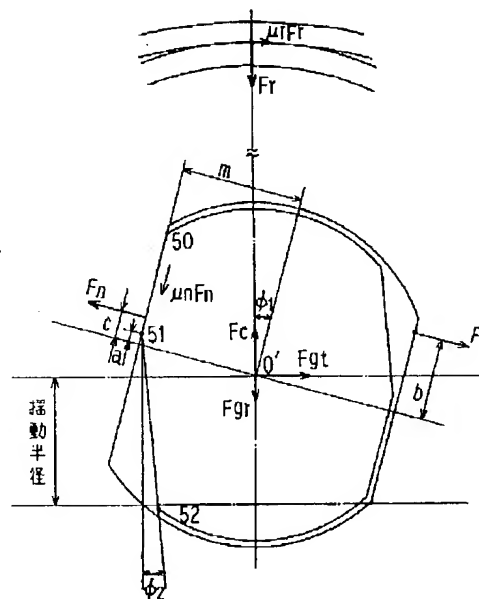
10

【図1】



- 10: 固定スクロール
- 11: 揺動スクロール
- 31: スライダー
- 54: バネ
- 122: 駆動突起

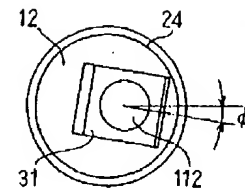
【図2】



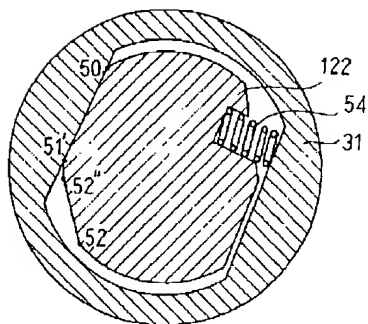
スライダー駆動面50～51に接触した時

- $F_c$ : 遠心力
- $F_{gr}$ : 半径方向ガス荷重
- $F_{gt}$ : 接線方向ガス荷重
- $F_n$ : 駆動面（スライド面）反力
- $F_r$ : 壁面押しつけ力
- $c, m, b$ : スライダー中心から  $F_n, \mu F_n, F_s$  の作用点までの距離

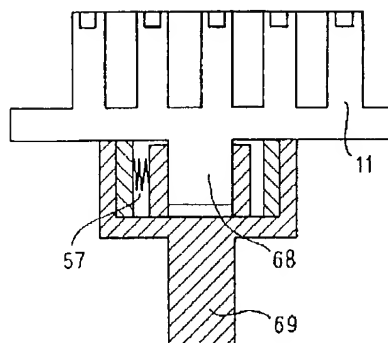
【図14】



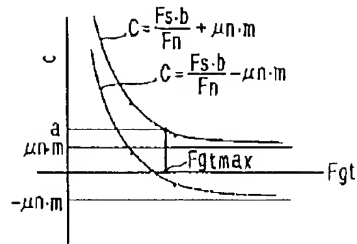
【図5】



【図11】

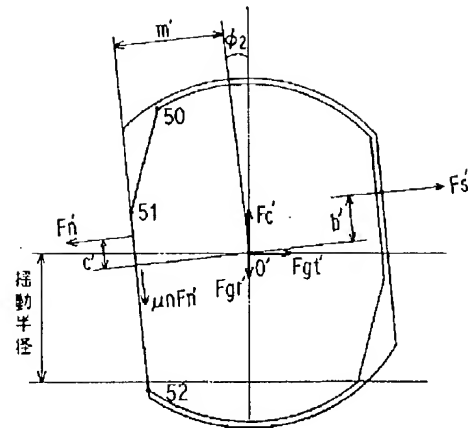


【図3】



$F_g$ : 接触方向ガス荷重  
 $C$ : スライダ中心からスライダ駆動面反力 $F_n$ の作用線までの距離  
 $F_{gtmax}$ : 通常運転可能な $F_{gt}$ の最大値

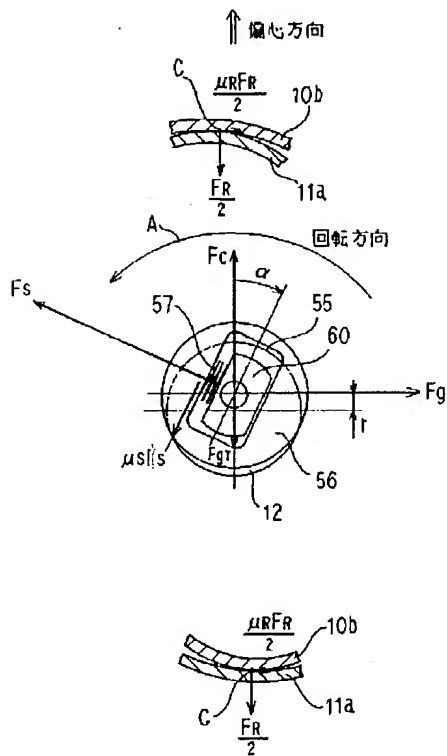
【図4】



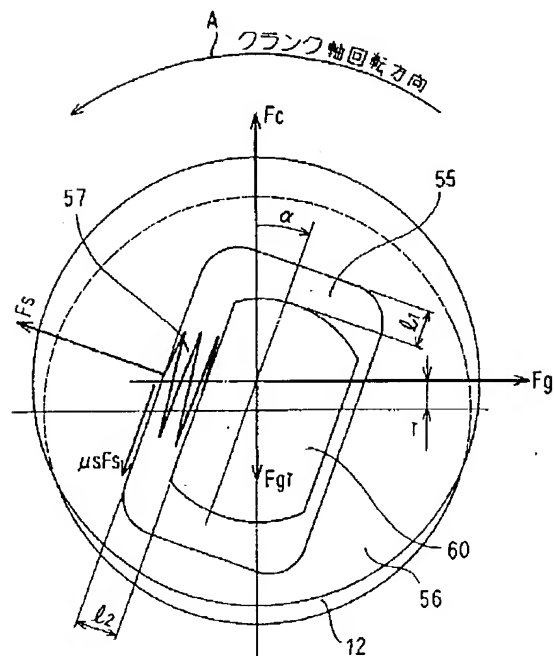
スライダ駆動面51~52に接触した時

$F_c$ : 遠心力  
 $F_{gr}$ : 半径方向ガス荷重  
 $F_{gt}$ : 接触方向ガス荷重  
 $F_n$ : 駆動面(スライド面)反力  
 $F_s$ : バネ荷重  
 $c, m, b$ : スライダ中心 $O$ から $F_n, \mu n F_n, F_s$ の作用点までの距離

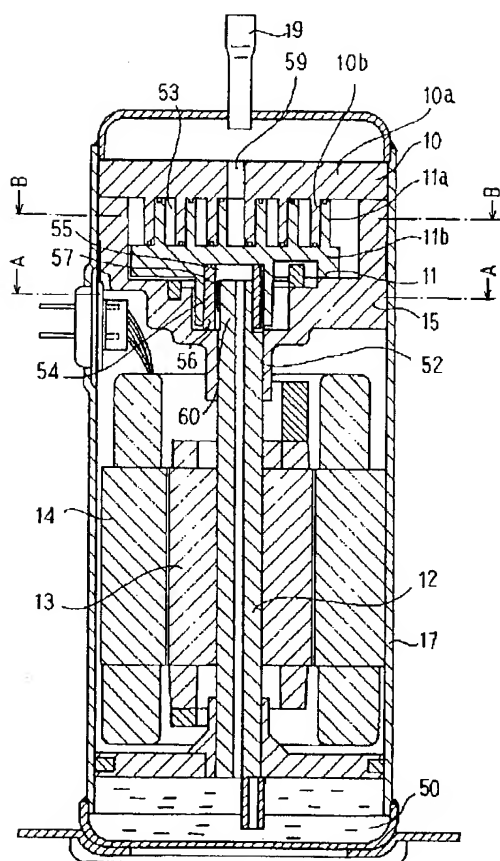
【図7】



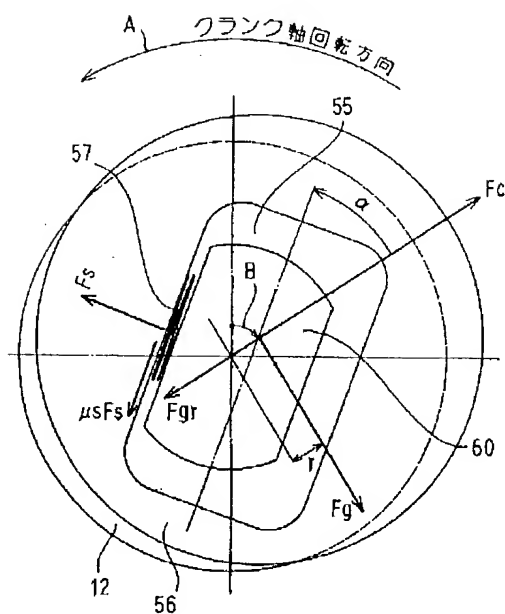
【図8】



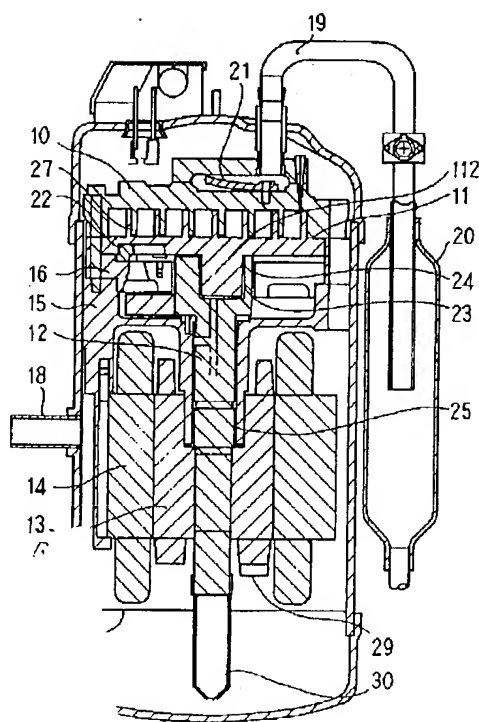
【図6】



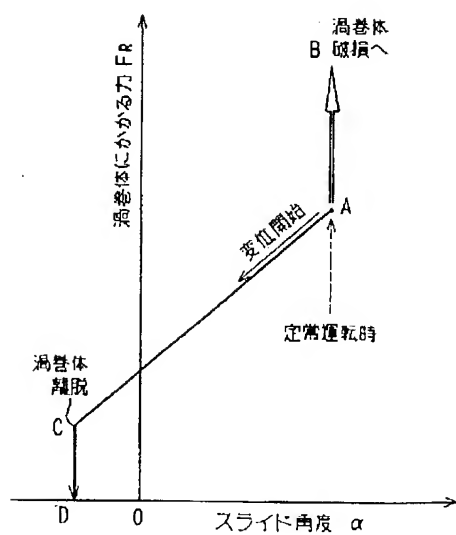
【図9】



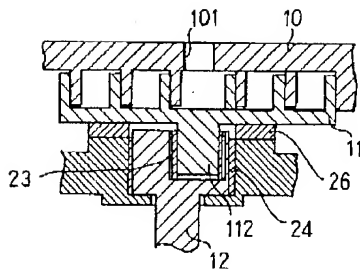
【図12】



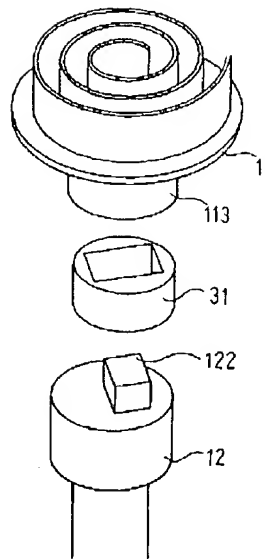
【図10】



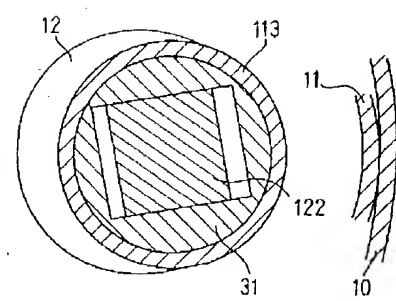
【図13】



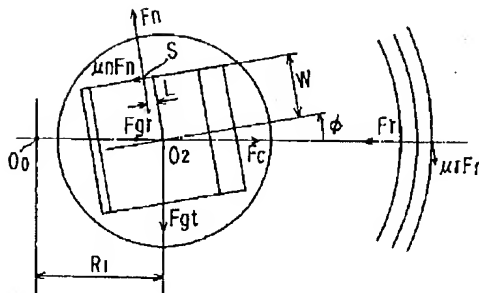
【図15】



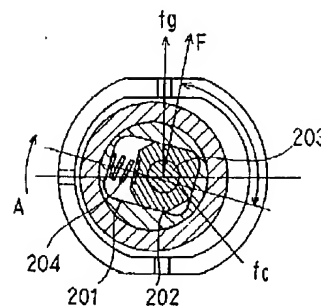
【図16】



【図17】



【図18】



フロントページの続き

(72)発明者 須川 昌晃  
和歌山市手平6丁目5番66号 三菱電機株  
式会社和歌山製作所内  
(72)発明者 松本 哲三  
和歌山市手平6丁目5番66号 三菱電機株  
式会社和歌山製作所内

(72)発明者 石井 稔  
東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三  
菱電機株式会社内  
(72)発明者 大井手 正彦  
東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三  
菱電機株式会社内

## \* NOTICES \*

JP 05. 248371

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. \*\*\*\* shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

## DETAILED DESCRIPTION

## [Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Industrial Application] This invention relates to the scrolling fluid machinery suitable for an air conditioner etc.

[0002]

[Description of the Prior Art] Drawing 12 is the sectional view showing what used as a compressor by the conventional scrolling fluid machinery. Rocking scrolling whose 11 10 has fixed scrolling in a tooth back, and has the rocking shaft 112 in drawing, The driving shaft with which 12 made the rocking bearing hole 121 insert, and was united with the balance weight 122 in the rocking shaft 112, As for a motor rotor, and 15 and 16, 13 shell and 18 for a bearing support and 17 A suction pipe, The Oldham ring which a regurgitation muffler and 21 prevent a check valve, and, as for a discharge tube and 20, 22 prevents rotation of the rocking scrolling 11, as for 19, and maintains the angular position of the fixed scrolling 10 and the rocking scrolling 11, Main bearing for the rocking bearing to which 23 supports the rocking shaft 112, and 24 to reduce friction with a driving shaft 12 and a bearing support 16, The countershaft carrier to which 25 supports the motor side of a driving shaft 12, and 26 the internal pressure of compression space, and the self-weight of the rocking scrolling 11 \*\*\*\* annular thrust bearing, The chip seal with which 27 was inserted in the chip seal groove of the swirl wall end face of scrolling, the balancer with which a foaming prevention plate and 29 were attached for 28 for the lower part of a rotor 13, and 30 are the oil pumps attached for the driving shaft 12 lower part, and the above is the main components.

[0003] Next, the actuation as the whole scrolling compressor shown in drawing 12 is explained. If it energizes to a stator 14, a rotor 13 will generate torque and will rotate it with a driving shaft 12. Turning effort is told to the rocking shaft 112 through the rocking bearing 23 inserted in the rocking bearing 121, the rocking scrolling 11 performs rocking movement, without being guided to the Oldham ring 22 and rotating, and a compression operation is performed. In nothing [ tip ] of a swirl wall, when the chip seal 27 seals shaft-orientations clearance, the direction leakage of a path of the gas to low-pressure compression space [ compression space / high-pressure ] is prevented. After the gas which flowed in shell 17 from the suction pipe 18 cooled the rotor 13 of a motor, and the stator 14 grade, and it is crowded and it is compressed for compression space, it is discharged from a discharge tube 19 through a delivery 101. The above is general actuation of a rocking mold scrolling compressor.

[0004] In the fluid machinery of such a displacement type, it is important to seal the crevice between

compression space and the exterior and to reduce leakage in respect of the improvement in effectiveness. Although there are a shaft-orientations crevice which produces the direction leakage of a path, and two kinds of crevices between the direction crevices of a path which produce hoop direction leakage in a scrolling fluid machinery, about a shaft-orientations crevice, it is obligatory to seal using a chip seal as mentioned above, and it is also effective. About the direction crevice of a path between swirl wall side faces, it is required to maintain this at the non-contact minimum, or to force swirl wall side faces by the moderate forcing force, and devices various also in the past are proposed.

[0005] Drawing 13 and drawing 14 are typical examples of the so-called slider device which seal the direction crevice of a path by forcing a swirl wall side face using the centrifugal force which acts on rocking scrolling as shown in JP,59-120794,A. It is the centrifugal force  $F_c$  generated when a part for the rocking shank 112 of the rocking scrolling 11 is inserted in the slider 31 in drawing and the rocking scrolling 11 carries out eccentric rocking movement. When \*\*\*\* and a slider 31 slide in the direction in which a rocking radius increases by parallel Mizouchi of a driving shaft, the swirl wall side face of rocking scrolling is forced on the swirl wall side face of fixed scrolling.

[0006] Although the example of drawing 13 and drawing 14 is the so-called slider device of the male which forms an parallel slot in a driving shaft and inserts a rectangular slider in it, the function fundamental also by the slider device of the female which made the Metz male reverse as shown in drawing 15 and drawing 16 is the same.

[0007] Here, balance of the force concerning actuation of a slider is considered. The relation of the force in the condition that the slider functioned and the swirl wall surface contacted comes to be shown in drawing 17. drawing -- setting -- O0 A driving shaft core and O2 Rocking scrolling and the core of a slider, and O0 And O2 Distance  $R_r$  of a between a rocking radius and  $\phi$  -- a slider angle -- it comes out. The force  $F_{gt}$  of a tangential direction, and radial Force  $F_{gr}$  and the radial centrifugal force  $F_c$ , and reaction force  $F_r$  of a swirl wall side face by the gas pressure of the compressor interior of a room [ scrolling / rocking ]  $\mu_r F_r$  It acts and is  $F_n$  as reaction force in respect of a slide to a slider.  $\mu_n F_n$  It acts. The force  $F_{ss}$  of acting on a slider along a slide side is  $F_{ss} = (F_c - F_{gr} - F_r) \cos \phi - (F_{gt} + \mu_r F_r)$ , and  $\sin \phi - \mu_n F_n$  (1).

From balance of the force of the direction of a slider right angle  $(F_c - F_{gr} - F_r)$  to  $-\sin \phi + (F_{gt} + \mu_r F_r)$  and  $\cos \phi = F_n$  (2)

From balance of the direction of a slider to  $F_{ss} = 0$  (3)

since -- (1) - (3) type to  $F_{ss}$  and  $F_n$  eliminating --  $F_r = - \{ (F_c - F_{gr}) (\cos \phi - \mu_n \sin \phi) - F_{gt} (\sin \phi + \mu_n \cos \phi) \} / \{ (1 + \mu_n \mu_r) \cos \phi - (\mu_n - \mu_r) \sin \phi \}$  (4)

[0008] Making drawing 18 into a related dimension which the radial maximum contiguity part between the swirl wall surfaces shown in JP,62-282186,A does not contact, it is usually operation within the limits in inserting the elastic body which forces on the rocking radial the slider which has rocking bearing, and sets between both swirl gaps as the minimum. In drawing, 201 is prepared in a main shaft 200, and its side face of a slot is parallel to the axis of a main shaft 200, and it is the eccentric driving shaft carrier formed so that the center line of \*\*\*\* might pass along the axis of a main shaft 200. 202 is the driving shaft 203 of rocking scrolling, and the eccentric bearing which fitted in pivotable, and the eccentric bearing 202 has fitted into the eccentric bearing slot 201 so that it may not rotate possible [ sliding ] to the longitudinal direction in the eccentric bearing slot 201. 204 is a

coil spring which is put in in the eccentric driving shaft receiving groove 201, and forces the eccentric bearing 202 on the wall surface of a way outside the eccentric driving shaft receiving groove 201.

And in the condition that the eccentric bearing 202 was forced on the wall surface outside the eccentric driving shaft receiving groove 201 at the way, the longitudinal direction dimension of the eccentric driving shaft receiving groove 201 and the dimension of the eccentric bearing 202 are set to the radial maximum contiguity section of both scrolling so that a very small clearance may exist.

[0009] In this case, a spring load is set up so that it may usually be operation within the limits, and the eccentric bearing 202 may be forced on the wall surface of a way outside the eccentric driving shaft receiving groove 201 and that wall surface forcing force may be set to 0 at the time of abnormality high-pressure generating at the time of liquid compression etc. At this time, a required spring load is decided by the gas-compression force  $F_{gt}$  and  $F_{gr}$ , and a spring load also becomes large, so that  $F_{gt}F_{gr}$  is large. Therefore, such a required spring load also becomes large that the displacement of a compressor becomes large.

[0010] Moreover, that by which other conventional scrolling compressors were indicated by JP,3-233178,A is proposed.

[0011]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] As stated above, since it is fixed, at the conventional scrolling fluid machinery, the slider angle  $\phi$  is the wall surface forcing force  $F_r$ . The tangential direction gas load  $F_{gr}$ , the radial gas load  $F_{gt}$ , and centrifugal force  $F_c$  It will depend. Since it is determined by the flow and pressure requirement, the tangential direction gas load  $F_{gr}$  and the radial gas load  $F_{gt}$  are a flow and pressure requirement and the centrifugal force  $F_c$  at the time of carrying out adjustable-speed operation. It is the wall surface forcing force  $F_r$  by size. It may become negative. For this reason, it is the wall surface forcing force  $F_r$  at the rotational frequency of an operating range. The slider angle  $\phi$  needed to be set up or the wall surface forcing force needed to be added so that it might not become negative. Moreover, if  $\phi$  is enlarged, the contact direction gas load  $F_{gt}$  will push against a wall surface, and it is Force  $F_r$ . Since the degree which contributes increased, wall friction loss increased and degradation had been imitated.

[0012] Moreover, at the time of falling-asleep starting and liquid pack operation, since an actuation refrigerant is absorbed by compression space in the state of the liquid instead of gas and a lifting and  $F_{gt}$  become excessive about liquid compression, it is the wall surface forcing force  $F_r$ . It might become excessive and breakage of poor starting and a swirl might be caused. if the slider include angle  $\phi$  is set up small -- an operation of the tangential direction gas load  $F_{gt}$  -- wall surface forcing force  $F_r$  since it becomes negative -- the time of liquid compression etc. -- the pressure internal pressure force -- be excessive ( that is ,  $F_{gt}$  be excessive ) -- when it becomes , since a slider is slid in the direction in which a rocking radius decreases by parallel Mizouchi of a driving shaft and a clearance is made by it on the swirl wall side face of rocking scrolling and fixed scrolling , it can decompress compression space internal pressure . However, if the slider angle  $\phi$  is made small, it will usually be the wall surface forcing force  $F_r$  also by the time of operation as mentioned above. It became negative and the operating range was restricted extremely in many cases. Moreover, it is usually operation within the limits, and is the wall surface forcing force  $F_r$ . There was the technique of adding a load in the wall surface forcing direction so that it might just become, but since an addition load required of the inside capacity for PAC and a mass form compressor became large, by means of a spring, correspondence was difficult.

[0013] Moreover, the excessive force joined the part swirl section which pressing force increased at the time of compressor starting or transitional liquid cooling intermediation compression of a compressor, when the worst, the eddy rolled object was damaged, and other conventional scrolling compressors had the trouble that operation of a compressor will become impossible, although swirl side face pressing force increases, there is no spare time of a swirl side face at the time of operation and the good compression operation was usually performed.

[0014] This invention is what was made in order to cancel the above troubles. Usually at the time of operation As [ make / compression space internal pressure / decompress, when the wall surface forcing force becomes forward, and the seal of the direction clearance of a path is performed certainly, and compression space internal pressure becomes excessive in the time of liquid compression etc., the wall surface forcing force becomes negative and the direction clearance of a path opens ] It aims at obtaining the scrolling compressor which has a relief device.

[0015] Moreover, usually abolish the spare time of an eddy rolled object side face at the time of operation, and a good compression operation is attained, moreover, an eddy rolled object side face can keep spare time easy to the time of starting of a compressor, or a transitional liquid cooling intermediation compressor, and this invention can prevent that an excessive load is applied to an eddy rolled object, consequently is both sides of the engine performance and reliance, and aims at obtaining a good scrolling compressor.

[0016]

[Means for Solving the Problem] The scrolling fluid machinery of claim 1 consists of two flat surfaces of the drive side which has a slider angle from which the drive side which has a slider angle which the wall surface forcing force usually just becomes about the slider drive side of a driving shaft at the time of operation, and the wall surface forcing force serve as negative, and a slider carries out posture change between the above-mentioned 2 flat surfaces at compression space internal pressure or a rotational frequency.

[0017] The scrolling compressor of claim 2 constitutes the shaft or bearing on the tooth back of a rocking scrolling base plate possible [ displacement in the direction of a path of a crankshaft, and the both directions of the direction of a path, and the direction of a right angle ], and, moreover, an operation of the rocking scrolling eccentricity direction inclines and establishes this direction of a path in the anti-hand of cut of a crankshaft to a line.

[0018]

[Function] A slider device the scrolling fluid machinery of claim 1 usually in an operating range In order that a slider may slide the slider drive side top which has the slider angle slid in the direction which a rocking radius increases, Since the swirl wall side face of rocking scrolling is forced on the swirl wall side face of fixed scrolling, when the direction seal of a path is made certainly and becomes excessive [ compression space internal pressure ] in the time of \*\*\*\*\* compression etc. In order to slide the slider drive side top which has a slider angle which a slider slides in the direction in which a rocking radius decreases, it moves in the direction which between the swirl gaps of rocking and fixed scrolling opens, and relieves.

[0019] At the time of starting of a compressor or transitional liquid cooling intermediation compression, the variation rate of rocking scrolling becomes easy by a rocking shaft or rocking bearing writing possible [ displacement in the direction of a path and the direction of a path, and the direction of a right angle of a crankshaft ], and the scrolling compressor of claim 2 becomes possible



[ the thing with high dependability without fear, such as eddy rolled object breakage, moreover acquired for a compressor with the good engine performance ] by securing easily eddy rolled object side-face spare time.

[0020]

[Example]

Example 1. drawing 1 is the top view showing the slider device of the example 1 of this invention. It sets to drawing and the slider drive sides 50-51 are usually the wall surface forcing force  $F_r$  at the time of operation. Slider angle  $\phi_1$  which does not become negative It is the slider drive side which it has, and 51-52 are the wall surface forcing force  $F_r$ . Slider angle  $\phi_2$  which becomes negative It is the slider drive side which it has. Moreover, 54 is a spring which pushes a slider drive side and the field of the opposite side, and is  $F_s$ . A spring 54 is the spring load which pushes a slider 31.

[0021] The force of acting on a slider 31 and the rocking scrolling 11 becomes like drawing 2 and drawing 4. When the slider 31 has grounded to the slider drive sides 50-51 (at the time [ Usually ] of operation), it is the spring force  $F_s$ . Balance of the force rocking radial [ when entering ] is ( drawing 2 )  $(F_c - F_{gr} - F_r) + F_n \sin \phi_1 - \mu F_n \cos \phi_1 - F_s \sin \phi_1 = 0$  (5).

Balance of the force of a rocking radius and the direction of a right angle is  $(F_{gt} + \mu_r F_r) - F_n \cos \phi_1 - \mu F_n \sin \phi_1 + F_s \cos \phi_1 = 0$  (6) similarly.

(5)  $\mu F_n \sin \phi_1$  of the  $\phi_1$  and the  $+\mu F_n \cos$  (6) type of a formula A forward sign is taken when moving in the direction in which negative and a rocking radius decrease when a slider 31 moves in the increment direction of a rocking radius. (6) It is more nearly usually than a formula the slider drive side reaction force  $F_n$  of a slider 31 at the time of operation.  $F_n = (F_{gt} + \mu_r F_r + F_s \cos \phi_1) / (\cos \phi_1 - \mu \sin \phi_1)$  (7)

It is come out and expressed. moreover, slider core  $O'$  -- balance of the surrounding moment --  $F_n$ ,  $C \mu F_n$  and  $m F_s$ , and  $b = 0$  (8)

$c$ ,  $m$ , and  $b$  are slider core  $O'$  to the slider drive side reaction force  $F_n$ ,  $\mu F_n$ , and the spring load  $F_s$  here. It is the distance to line of action. (8) It is  $c = F_s$  and  $b/F_n - \mu m$  from a formula. (9)

Distance  $c$  becomes short as it will become like drawing 3 and  $F_{gt}$  will become large, if the relation between the distance  $c$  from this slider core  $O'$  to the line of action of slider drive side reaction force and the tangential direction gas load  $F_{gt}$  is illustrated.

[0022] When it is the distance from the intersection of the perpendicular which set  $F_{gtmax}$  and slider drive side reaction force at that time to  $F_{nmax}$  for the maximum of the tangential direction gas load which can usually be operated here, and took down a from the slider core on the production of the slider drive sides 50-51, and its production to the intersection 51 of two slider drive sides, it is  $a = F_s$  and  $b/F_{nmax} - \mu m$ . (10)

It is alike, and  $a$  is set up so that it may become. therefore, it is shown in drawing 3 -- as -- maximum  $F_{gtmax}$  of the tangential direction gas load which the tangential direction gas load  $F_{gt}$  can usually operate large -- becoming ( $F_{gt} > F_{gtmax}$ ) -- slider core  $O'$  to slider drive side reaction force  $F_n$  since the distance  $c$  to line of action becomes smaller than  $a$  -- slider drive side reaction force  $F_n$  It does not act on the slider drive side 50-51, but moves in the 51 to slider drive side 52 direction from the slider drive sides 50-51. Therefore, the slider 31 Keeping a rocking radius constant, a point 51 is used as the supporting point, and posture change is carried out, and it moves so that it may ground to the slider drive sides 51-51. These slider drive sides 51-52 are the wall surface forcing force  $F_r$ . Slider angle  $\phi_2$  which becomes negative Since it has, if a slider 31 grounds to the slider drive sides 51-52, it will be

the wall surface forcing force  $F_r$ . It becomes negative and relieves.

[0023] Therefore, it is usually the tangential direction gas load  $F_{gtmax}$  which the tangential direction gas load  $F_{gt}$  can usually operate at the time of operation. It is the slider drive side reaction force  $F_n$  at small ( $F_{gt} < F_{gtmax}$ ) one. Slider angle  $\phi_1$  which can usually be operated In order to act on the slider drive side 50-51 which it has, a slider 31 is grounded to the slider drive sides 50-51. Moreover, it is the tangential direction gas load  $F_g$  by the time of liquid compression etc. It becomes excessive and is the tangential direction gas load  $F_{gtmax}$  which can usually be operated. If it becomes large, it is the slider drive side reaction force  $F_n$ . In order that point of application may move in the 51 to slider drive side 52 direction from on the slider drive side 50-51, A slider uses Point a as the supporting point, and carries out posture change, and it is the wall surface forcing force  $F_r$ . Slider angle  $\phi_2$  which becomes negative In order to ground to the slider drive sides 51-52 which it has, a rocking radius slides a slider 31 in the direction which becomes small, and relieves it.

[0024] If a centrifugal force when a slider grounds to the slider drive sides 51-52, a radial gas load, a tangential direction gas load, drive side reaction force, and a spring load are expressed with  $F_c'$ ,  $F_{gr}'$ ,  $F_{gt}'$ ,  $F_n'$ , and  $F_s'$  Balance of the force the rocking radial when a slider grounds to the slider drive sides 51-52 is ( drawing 4 )  $(F_c' - F_{gr}') - F_n' \sin \phi_2 - F_n' \cos \phi_2 + F_s' \sin \phi_2 = 0$  (11).

Moreover, balance of the force of a rocking radius and the direction of a right angle is  $F_{gt}' - F_n' \cos \phi_2 - F_n' \sin \phi_2 + F_s' \cos \phi_2 = 0$ . (12)

(11)  $-F_n' \cos \phi_2$  of a formula, and  $-F_n' \sin \phi_2$  of (12) types It becomes a forward sign at the time of negative and reduction at the time of the increment in a rocking radius. (12) From a formula, it is  $F_n' = (F_{gt}' + F_s' \cos \phi_2) / (\cos \phi_2 - \sin \phi_2)$ . (13)

moreover, slider core  $O'$  -- balance of the surrounding moment --  $F_n'$ ,  $c' - F_n'$ ,  $m' - F_s'$ , and  $b = 0$   $F_s' = F_n' (c' - m') / b$  (14)

It is  $F_n'_{min}$  about  $F_n'$  when usually recovering operation, after relieving. The conditions for carrying out posture change from the slider drive sides 51-52 to 50-51, when it sets up are  $F_s' > F_n'_{min} / (c' - m')$  b (15).

It is come out and expressed. Therefore, it becomes possible to make required spring load  $F_s'$  small by setting up distance  $b$  greatly.

[0025] in addition, each actual gas loads  $F_{gt}$  and  $F_{gr}$  and the actual wall surface forcing force  $F_r$ , and frictional force  $\mu_r F_r$  although the operation location has shifted by the rocking radius / 2, and the base circle radius, since the absolute magnitude is small -- this count -- slider core  $O'$  -- it was assumed that it acted on the surroundings.

[0026] At the example 2. above-mentioned example 1, it is the wall surface forcing force  $F_r$ . The slider angle  $\phi_1$  which does not become negative The slider drive side and  $F_r$  which it has The slider angle  $\phi_2$  which becomes negative The same function will be demonstrated, if the related dimension fulfills predetermined conditions even if it constitutes so that it may touch mutually [ the 2nd page of the slider drive side which it has ], but it makes it a configuration which connects for the 2nd page with radii, as shown in drawing 5 .

[0027] The example 3 of this invention is explained below example 3. Drawing 6 shows drawing of longitudinal section of the scrolling compressor of this example 3, 17 is a well-closed container (shell) and the oil 50 is stored by that pars basilaris ossis occipitalis. 13 forms the electric element by the stator 14 fixed to the well-closed container 17 in Rota connected with the crankshaft. 15 is the frame (bearing support) fixed to the well-closed container 17, and there is a through tube 52 supporting a

crankshaft in this frame 15. 10 is fixed scrolling, has base plate 11b and forms compression space 53 for these eddy rolled objects 10b and 11a with base plates 10a and 11b so that it may have base plate 10a and eddy rolled object 10b, and it may gear with this eddy rolled object 10b, and the rocking scrolling 11 may be countered at eddy rolled object 11a and base plate 10a of fixed scrolling. In the tooth back of base plate 11b of the \*\*\*\*\* scrolling 11, it has the fitting hole 54 which carries out opening to an electric element side, and the rocking shaft 56 which has the eccentric hole 55 inside is inserted in this fitting hole 54. The insertion edge 60 of a crankshaft goes into the eccentric hole 55 of this rocking shaft 56, and it is constituted as a rocking shaft and rocking bearing. Moreover, 57 is installed between the eccentric hole medial surface and the insertion edge of a crankshaft by means of a spring.

[0028] Next, the case where the scrolling compressor in this example 3 rotates is explained. In the scrolling compressor constituted as mentioned above, the rocking scrolling 11 carries out rocking (revolution) movement by rotation of a crankshaft 12. At this time, from inhalation opening (not shown) prepared in the frame 15, a refrigerant is absorbed and a refrigerant gas is compressed by the compression space 53 constituted with the eddy rolled objects 10b and 11a. Then, the compressed refrigerant gas flows out of the discharge opening 59 prepared in fixed scrolling out of a well-closed container 17 through the discharge tube 19 formed in discharge and a well-closed container 17.

[0029] When the above actuation is carried out, the force of acting on the rocking shaft 56 and the eddy rolled objects 10b and 11a is explained. Drawing 7 is the cross section which showed the rocking shaft at the time of cutting in the A-A line cross section and B-B line cross section of drawing 6, and the eddy rolled object to the same flat surface. It sets to this drawing and is  $F_c$ . The centrifugal force and  $F_g$  which are generated at the time of the circular movement of \*\*\*\*\* scrolling The compressive load which acts in this centrifugal force and the right-angled direction, and  $F_{gr}$  are a centrifugal force, the gas load which acts on an opposite direction, and  $F_s$ . A spring 57 is minded. Force and  $\mu$  which are generated on the rocking shaft 56 Coefficient of friction generated for the rocking shaft 56 and a spring 57,  $F_R$  And  $\mu_R$  Respectively the fixed scrolling 10 Eddy rolled object 10b of the rocking scrolling 11, eccentricity between 11a, The anti-eccentricity direction contact force, coefficient of friction, and  $c$  show spare time radial [ between both eddy rolled objects ], and  $d$  shows the angle (it is forward about the anti-hand of cut of the eccentric direction line of action to a crankshaft) of the displacement direction of a rocking shaft, and the eccentric direction applied force line to make.

[0030] Both drawing 18 and drawing 19 are, The insertion edge 60 of the rocking shaft 56 of drawing 7 and a crankshaft 12 is expanded, and the force in which drawing 9 acts it at the time of compressor starting or transitional liquid cooling intermediation compression when a compressive load becomes excessive temporarily, and a rocking shaft displaces the force in which drawing 8 acts at the time of steady operation of a compressor is shown. In addition, it sets to drawing 8 and is  $L_1$  and  $L_2$ . The spare time of the eccentric hole 55 of the rocking shaft 56 interior and the insertion edge 60 of a crankshaft 12 is shown, respectively, and it is  $L_1$ . The spare time of the direction where only  $\alpha$  inclined to the crankshaft hand of cut, and  $L_2$  This  $L_1$  It is the spare time established in the direction of a right angle.

[0031] Thus, the constituted rocking shaft 56 can keep the spare time  $c$  between eddy rolled objects at  $c < 0$ , if  $\alpha$  is set as the appearance mentioned above at the time of steady operation so that it may be set to  $F_R > 0$ .  $F_g$  shown in drawing 8 on the other hand at the time of starting or transitional liquid cooling intermediation compression It becomes excessive, and a spring 57 is pushed and it becomes a

power relationship like drawing 9. At this time, it is  $\cos(Fc-Fgr-FR) \alpha + (Fg + \mu R FR) \sin \alpha = \mu s Fs$ . (5)

$(Fc-Fgr-FR) \sin \alpha + (Fg + \mu R FR) \cos \alpha < -Fs$  (6)

(7) types can be obtained if the force of acting on a rocking shaft as  $\mu s = \mu R = 0$  and  $Fgr = 0$  here is simplified.

$FR = Fc + Fg \tan \alpha$  (7)

When drawing 8 is compared with drawing 9 and the include angle of  $\alpha$  is observed, at  $\angle A$   $href="/Tokujitu/tjitemdrw.ipdl?N0000=237&N0500=1E_N/?=:7<8>///&N0001=311&N0552=9&N0553=000010" target="tjitemdrw">$  drawing 8, it turns out to  $\alpha > 0$  that it is  $\alpha < 0$  by drawing 9 (a crankshaft hand of cut and an opposite direction are made forward). Namely, L 2 in drawing 8 If it becomes small, it displaces maintaining the locus of the rocking radius  $\gamma$  shown by the arrow head B of drawing 9, and the core of the rocking shaft 36 is Fc at this time. The receiving include angle  $\alpha$  will become small seemingly. It means becoming easy to leave an eddy rolled object, so that  $\alpha \rightarrow$  smallness and  $FR \rightarrow$  smallness are meant in a this, (7), type, therefore the include angle  $\alpha$  of the shake same axle 56 becomes small. [ i.e., ] If drawing 10 explains this, it is the force FR which an axis of abscissa shows the slide include angle  $\alpha$  of the rocking shaft 56 and a centrifugal force in this drawing, and an axis of ordinate requires for an eddy rolled object. It is shown. At the time of usual operation of a scrolling compressor, the rocking shaft 56 is maintained at a fixed location by the spring force, and rotation is performed by A according to it. However, when a compressive load became excessive at the time of starting of a compressor or liquid cooling intermediation compression, in the conventional compressor,  $\alpha$  did not decrease, but since it was fixed, B might be reached, when the worst, the eddy rolled object might be damaged and operation of a compressor might become impossible. In this invention, a rocking shaft is L 2 of drawing 8. In order [ A ] to displace in the range, it reaches from from to C, and the force committed to an eddy rolled object is mitigated. And shortly, it is L 1 of drawing 8. In the range, in order that a rocking shaft may begin to displace in the direction of a path, at this time, each begins balking and an eddy rolled object is set to  $FR = 0$ . Then, if a compressor returns to steady operation, shortly, it is a centrifugal force and the spring force, and it can return to the point of A again and an again good compression operation can be performed.

[0032] Example 4. drawing 11 shows the example 4 of this invention. In the case of this drawing, it is the structure where the shaft 68 is formed in the base plate tooth back of the rocking scrolling 11, and the spring 57 is formed in the end face of a crankshaft 69. In the case of this example 4, the same effectiveness as the above-mentioned example 3 can be acquired.

[0033]

[Effect of the Invention] The slider [ which the seal of the direction clearance of a path usually performs certainly at the time of operation since it constituted, and relieves at the time of liquid compression ] device in which a slider carries out posture change so that it may operate at the slider include angle from which the wall surface forcing force becomes negative when it is operated at the slider include angle which, as for the scrolling fluid machinery of claim 1, the wall surface forcing force usually always becomes just at the time of operation and compression-space internal pressure becomes excessive in the time of liquid compression etc. is acquired.

[0034] Since the scrolling compressor of claim 2 constituted the rocking shaft on the tooth back of a rocking scrolling base plate possible [ displacement ] in the direction of a path of a crankshaft, and the

both directions of the direction of a path, and the direction of a right angle, it becomes possible [ obtaining the compressor with good dependability which the variation rate of rocking scrolling becomes easy, consequently does not have fear, such as eddy rolled object breakage, moreover ] at the time of starting of a compressor or transitional liquid cooling intermediation compression.

---

[Translation done.]

## \* NOTICES \*

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. \*\*\*\* shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

---

DESCRIPTION OF DRAWINGS

---

[Brief Description of the Drawings]

[Drawing 1] It is the top view showing the example 1 of the scrolling fluid machinery of this invention.

[Drawing 2] It is the explanatory view showing the force of acting on the slider device of the example 1 of the scrolling fluid machinery of this invention.

[Drawing 3] It is the explanatory view showing the tangential direction gas load of the example 1 of a scrolling fluid machinery and the relation of a slider drive side reaction force operation location to this invention.

[Drawing 4] It is the explanatory view showing the force of acting on the slider device of the example 1 of the scrolling fluid machinery of this invention.

[Drawing 5] It is the top view showing the slider device of the example 2 of the scrolling fluid machinery of this invention.

[Drawing 6] It is the sectional view of the scrolling compressor by the example 3 of this invention.

[Drawing 7] They are an A-A line in drawing 6, and the important section enlarged drawing of a B-B line cross section.

[Drawing 8] It is drawing showing the force of acting on the rocking shaft of the scrolling compressor by the example 3 of this invention (at the time of steady operation).

[Drawing 9] It is drawing showing the force of acting on the rocking shaft of the scrolling compressor by the example 3 of this invention (when  $F_c$  becomes excessive).

[Drawing 10] It is drawing showing the force concerning the slide include angle and eddy rolled object of a scrolling compressor in the example 3 of this invention.

[Drawing 11] It is the partial diagrammatic view of the scrolling compressor by the example 4 of this invention.

[Drawing 12] It is the sectional view of the conventional scrolling compressor.

[Drawing 13] It is the sectional view showing the sliding mechanism (male) of the conventional scrolling compressor.

[Drawing 14] It is the top view showing the slider device (male) of the conventional scrolling compressor.

[Drawing 15] It is the perspective view showing the slider device (female) of the conventional scrolling compressor.

[Drawing 16] It is the top view showing the slider device (female) of the conventional scrolling compressor.

[Drawing 17] It is the explanatory view showing the force of acting on the slider of the conventional scrolling compressor.

[Drawing 18] It is the sectional view of other conventional scrolling compressors.

[Description of Notations]

10 Fixed Scrolling

11 Rocking Scrolling

12 Driving Shaft

31 Slider

55 Eccentric Hole

56 Rocking Shaft

57 Spring

60 Insertion Edge of Crankshaft

---

[Translation done.]